

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-202535

(43) 公開日 平成5年(1993)8月10日

(51) Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
E 0 2 F 9/24	B	9022-2D		
9/20	G	9022-2D		

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平4-36984

(22) 出願日 平成4年(1992)1月29日

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 黒本 和憲

神奈川県平塚市万田1200 株式会社小松製作所研究所内

(72) 発明者 鎌田 誠治

神奈川県平塚市万田1200 株式会社小松製作所研究所内

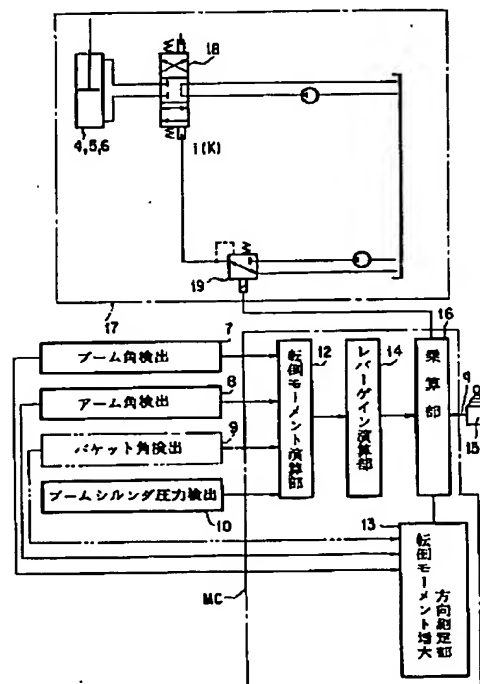
(74) 代理人 弁理士 米原 正章 (外2名)

(54) 【発明の名称】 油圧ショベルの転倒防止装置

(57) 【要約】

【目的】 油圧ショベルの吊り作業において、転倒限界に近い作業範囲ではその危険度に応じてレバー指令値を絞り込み、転倒限界では危険側へのレバー指令値をカットして安全作業を可能にする。

【構成】 作業機の回転角を検出する回転角検出手段と、ブームシリンダの駆動圧を検出するブームシリンダ圧力検出手段と、これらの検出値に基づいて、転倒限界に近い作業範囲ではその危険度に応じて油圧シリンダ制御部17へ出力するレバー指令値を絞り込み、また転倒限界では危険側へのレバー指令値をカットするための転倒モーメント演算部12、レバーゲイン演算部14、転倒モーメント増大方向判定部13、乗算部16とからなる構成となっている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ブーム1、アーム2、バケット3からなる作業機を有する油圧ショベルにおいて、作業機の少なくともブーム1とアーム2のそれぞれの回転角変位を検出する作業機回転角検出手段と、ブーム1を駆動するブームシリンダ4の駆動圧力を検出するブームシリンダ圧力検出手段10と、これらの検出手段からの検出値に基づいて車体11の転倒側モーメントを求める転倒モーメント演算部12と、少なくともブーム1、アーム2へ回転角変位からそれぞれの回転軸の転倒モーメント増大方向を判定する転倒モーメント増大方向判定部13と、0以上、1以下の値をとり、車体の転倒モーメントが安定モーメントに近づくに従って0に近づくようなゲインKの値を演算するレバーゲイン演算部14と、レバー指令値qが転倒モーメント増大方向である場合に、レバー指令値qに上記レバーゲイン演算部14で演算されたレバーゲインKを乗ずる乗算部16と、この乗算部16の出力によりブーム1、アーム2、バケット3のそれぞれを駆動する油圧シリンダを制御する油圧シリンダ制御部17とからなることを特徴とする油圧ショベルの転倒防止装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、吊り作業機能を有する油圧ショベルの転倒防止装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 吊り作業機能を有する機能としての転倒防止装置は、クレーンの分野が最も進んでおり、その基本アルゴリズムとしては、

- (1) ブームの油圧シリンダ軸力とブーム角から、ブーム枢支点の全荷重モーメントを演算し、
- (2) 全作業機角及び全作業機重量、重心位置から、作業機のみによるブーム枢支点モーメントを演算し、
- (3) 上記(1)、(2)により吊り荷重のみによるブーム枢支点モーメントを求め、これを吊り荷重位置までの距離で除して吊り荷重を求める。
- (4) 全作業機重量、重心位置及び吊り荷重、吊り荷重位置よりこれらが転倒支点に対して作用する転倒モーメントを求める。
- (5) 作業機を除く車両重量が転倒支点に対して作用する安全モーメントに安全定数を付与した値を記憶しており、上記(4)の転倒モーメントが、これを越えることを判別する比較手段を備え、この比較手段の結果により警報、作業機の停止等の転倒防止手段を行使する。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 上記転倒防止装置を構成する際に、クレーンと油圧ショベルで基本的に異なるのは、クレーンは図7に示すように、ブームaあるいはジブbの先端のウインチワイヤcで吊る構成であるのに対して、油圧ショベルでは、図8、図9に示すようにブ

ームd、アームe、バケットfの3つのリンクより構成される作業機の先端（バケット）にて直に吊り下げる構成であることである。従って、クレーンの場合は吊り荷の上下はウインチの巻き上げ下げにより鉛直に行なうことができるから、転倒モーメントの増大は生じないし、また作業範囲における転倒モーメントの増大が常にブーム伸長と、ブームまたはジブを水平に近づける方向であることから、転倒モーメント減少の方策として常にこの逆の操作を行えば良く、オペレータの危険回避操作は単純である。

【0004】 これに対して、油圧ショベルではウインチを持たないことから、吊り荷の上下の際にも必ず作業機操作が必要であり、転倒モーメントが変化するばかりか、図8、図9に見られるように、同一作業機においても、作業姿勢によっては、転倒モーメント増大の方向（危険方向）が異なるため、オペレータは常にこのことを考えながら注意深く作業機操作方向を選ぶ必要があった。

【0005】 以上のように、油圧ショベルの吊り荷作業においては、クレーンに比較して作業機操作頻度が多くなり、しかもその動作が複雑で、危険回避の操作方向すら一定していないことから、転倒防止装置としても、単に転倒モーメントが安定モーメントを超える手前で転倒防止手段を行使するのみならず、事前に転倒モーメント増大方向のレバー指令値であるか否かを判定し、それが増大方向にある場合にはその危険度に応じて自動的に上記指令値を絞り込み、安全限界ではこれをカットするような転倒防止装置が求められていた。

【0006】 本発明は上記のことにかんがみなされたもので、レバー装置のレバー操作により転倒限界に近づいた場合に、その限界に達する前から滑らかにレバー指令値が絞られて、車体ゆれが少なく、滑らかに安全に作業機の動きを停止させることができると共に、転倒モーメント増大方向のレバー指令値に対して自動的に上記作用が働き、作業機のリンクモーションにより、転倒モーメント増大の方向が変わる場合でも、オペレータが意識することなしに転倒限界に近づく際の滑めらかな停止を保証することができる油圧ショベルの転倒防止装置を提供することを目的とするものである。

【0007】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明に係る油圧ショベルの転倒防止装置は、ブーム1、アーム2、バケット3からなる作業機を有する油圧ショベルにおいて、作業機の少なくともブーム1とアーム2のそれぞれの回転角変位を検出する作業機回転角検出手段と、ブーム1を駆動するブームシリンダ4の駆動圧力を検出するブームシリンダ圧力検出手段10と、これらの検出手段からの検出値に基づいて車体11の転倒側モーメントを求める転倒モーメント演算部12と、少なくともブーム1、アーム2の回転角変位からそれぞ

れの回転軸の転倒モーメント増大方向を判定する転倒モーメント増大方向判定部13と、0以上、1以下の値をとり、車体の転倒モーメントが安定モーメントに近づくに従って0に近づくようなゲインの値を演算するレバーゲイン演算部14と、レバー指令値 q が転倒モーメント増大方向である場合に、レバー指令値 q に上記レバーゲイン演算部14で演算されたレバーゲイン K を乗ずる乗算部16と、この乗算部16の出力によりブーム1、アーム2、バケット3のそれぞれを駆動する油圧シリンダを制御する油圧シリンダ制御部17とから構成されている。

【0008】

【作 用】作業機回転角検出手段にて検出された作業機の回転角変位信号とブームシリンダ圧力検出手段10にて検出されたブームシリンダ4の駆動圧力信号は転倒モーメント演算部12に入力されて、ここで転倒側モーメントが求められ、ついでレバーゲイン演算部14にて車体の転倒モーメントが安定モーメントに近づくに従って0に近づくようなゲインの値が演算され、また上記作業機回転角検出手段からの変位信号に基づいて少なくともブーム1、アーム2の回転角変位におけるそれぞれの回転軸の転倒モーメント増大方向を転倒モーメント増大方向判定部13にて判定し、レバー指令値 q が転倒モーメント増大方向である場合に、乗算部16にてレバー指令値 q にレバーゲイン演算部14で演算されたレバーゲイン K を乗じ、その値の信号が油圧シリンダ制御部17の制御部に出力されて油圧シリンダが制御され、これにより、油圧ショベルの吊り作業において、転倒限界に近い作業範囲においては、その危険度に応じてレバー指令値 q が絞込まれて作業機速度が制限されて安全な吊り作業がなされ、また転倒限界においては危険側へのレバー指令値がカットされ、転倒が未然に防止される。

【0009】

【実施例】本発明の実施例を図1から図6に基づいて説明する。図1は油圧ショベルの作業機部分を示すと共に、ブーム枢支点0まわりのモーメントのつり合状態を示すもので、図中1はブーム、2はアーム、3はバケットであり、4はブームシリンダ、5はアームシリンダ、6はバケットシリンダである。そして α_1 はブーム角、 α_2 はアーム角、 α_3 はバケット角であり、これらの角度はそれぞれの回転軸に取付けられたロータリエンコーダや回転ポテンシオメータ等のそれぞれの回転角検出手段7、8、9にて検出するようにしている。またブームシリンダ4には、このボトム圧を検出するボトム圧検出器10aとヘッド圧を検出するヘッド圧検出器10bとからなるブームシリンダ圧力検出手段10を有している。一方油圧ショベルの車体11には図4に示すように、上記各回転角検出手段7、8、9及びブームシリ

ンダ圧力検出手段10の検出値に基づいて車体11の転倒側モーメントを求める転倒モーメント演算部12と、上記各回転角検出手段7、8、9の検出値の変化からブーム1、アーム2、バケット3のそれぞれの回転軸の転倒モーメント増大方向を判定する転倒モーメント増大方向判定部13と、転倒モーメント演算部12からの信号入力に基づいて、 $0 < K < 1$ の値をとり、車体11の転倒モーメントが安定モーメントに近づくに従って0に近づくようなゲイン K の値を演算するレバーゲイン演算部14と、このレバーゲイン演算部14と上記転倒モーメント増大方向判定部13からの信号入力及びレバー装置15からのレバー指令値 q に基づいて、このレバー指令値 q が転倒モーメント増大方向である場合にレバー指令値 q にレバーゲイン演算部14で演算されたレバーゲイン K を乗ずる乗算部16と、この乗算部16の出力により各軸の駆動を制御する油圧シリンダ制御部17を備えている。上記油圧シリンダ制御部17はパイロット圧にて切換えられるメインバルブ18と、上記乗算部16からの信号を受けて上記メインバルブ18のパイロット圧作用部18aに所定圧のパイロット圧を供給するEPC弁（電磁比例弁）19とからなっている。なお、上記ブーム1、アーム2、バケット3の回転角の検出手段としては、それぞれを回転駆動するシリンダの長さを検出する直動ポテンショ、リニアエンコーダ等に置換えてもよい。また転倒防止において、バケット自重とバケット角による吊り荷位置の変化を無視できる場合にはブーム角、アーム角の検出手段だけでもよい。

【0010】上記構成において、ブーム1、アーム2、バケット3のそれぞれの回転角 α_1 、 α_2 、 α_3 はそれぞれの回転軸に取付けられた回転角検出手段7、8、9にて検出されてその検出信号は転倒モーメント演算部12荷入力される。またバケット3に吊り荷20を吊り下げたときにブームシリンダ4に作用する圧力がブームシリンダ圧力検出手段10にて検出され、この検出信号が転倒モーメント演算部12に入力される。このときのブームシリンダ4に作用する軸力 F は、このボトム側圧力 P_B 、ボトム側面積 S_B 、ヘッド側圧力 P_H 、ヘッド側面積 S_H とすると、

$$F = P_B \cdot S_B - P_H \cdot S_H$$

により求められる。また転倒モーメント演算部12では車体の転倒モーメント $F \cdot R$ が演算されるが、このときのブームシリンダ4のモーメントアール R は、図3に基づいて算出すると以下ようになる。図中 r_1 、 r_2 、 r_3 、 δ_0 は構造によって決まる定数、 α_1 は検出されるブーム角である。

【0011】

【数1】

5

6

$$\angle ZOP = \text{Arctan} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)$$

となるから、

$$\angle QOP = \frac{\pi}{2} - \alpha_1 + \delta_0 + \text{Arctan} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)$$

また

$$\overline{OP} = \sqrt{r_1^2 + r_2^2}$$

であるから、

$$\overline{PQ} = \sqrt{r_3^2 + r_1^2 + r_2^2 - 2r_3 \sqrt{r_1^2 + r_2^2} \cos \angle QOP}$$

従って

$$\frac{\overline{PQ}}{\sin \angle QOP} = \frac{\overline{OP}}{\sin \angle OQP}$$

より、

$$\angle OQP = \text{Arcsin} \left(\frac{\overline{OP}}{\overline{PQ}} \sin \angle QOP \right)$$

故にブームシリンダ4の軸力FのモーメントアームRは

$$R = r_3 \sin \angle OQP$$

により求められる。

【0012】次にブーム支点まわりのモーメントのつり * 【0013】

合式より吊り荷重W'を図1により求める。 *30 【数2】

$$L_1 = g_1 \sin (\alpha_1 - \delta_1)$$

$$L_2 = s_1 \sin \alpha_1 + g_2 \sin (\alpha_1 + \alpha_2 - \delta_2)$$

$$L_3 = s_1 \sin \alpha_1 + S_2 \sin (\alpha_1 + \alpha_2)$$

$$+ g_3 \sin (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 - \delta_3)$$

$$L_4 = s_1 \sin \alpha_1 + S_2 \sin (\alpha_1 + \alpha_2)$$

$$+ S_3 \sin (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)$$

これによりつり合い式は

$$FR - W_1 L_1 - W_2 L_2 - W_3 L_3 - W' L_4 = 0$$

となり、吊り荷重W'は

$$W' = \frac{FL - W_1 L_1 - W_2 L_2 - W_3 L_3}{L_4}$$

により求められる。

【0014】次に上記吊り荷重W'による転倒支点O' 50 に対する転倒モーメントM_rを図2により求める。ブーム

7

枢支点Oと転倒支点O'との距離を L_0 とすると、
 $M_T = W_1 (L_1 - L_0) + W_2 (L_2 - L_0) + W_3 (L_3 - L_0) + W' (L_4 - L_0)$

となる。更に、転倒モーメント増大方向判定部13での判定は

【0015】

【数3】

$$\frac{\partial M_T}{\partial \alpha_1} > 0, \quad \frac{\partial M_T}{\partial \alpha_2} > 0, \quad \frac{\partial M_T}{\partial \alpha_3} > 0$$

【0016】のときにそれぞれブーム1、アーム2、バケット3の回転角 α_1 、 α_2 、 α_3 の増大方向が転倒モーメント増大方向と判定される。また逆に、

【0017】

【数4】

$$\frac{\partial M_T}{\partial \alpha_1} < 0, \quad \frac{\partial M_T}{\partial \alpha_2} < 0, \quad \frac{\partial M_T}{\partial \alpha_3} < 0$$

【0018】では、それぞれブーム、アーム2、バケット3の回転角 α_1 、 α_2 、 α_3 の減少方向が転倒モーメント増大方向と判定される。

【0019】レバーゲイン演算部14での演算は、

【0020】

【数5】

$$\text{危険度 } C = \frac{\text{転倒モーメント}}{\text{安定モーメント}} = \frac{M_T}{W_F \cdot L_F}$$

【0021】を求める。

ここで W_F ：作業機を除く車両重量

L_F ：作業機を除く車両重量の重心位置と転倒支点の距離

次に危険度CとレバーゲインKとの関係式（例えば、図6の（a）、（b）、（c）で示す関係式）により転倒モーメント増大方向指令の場合のレバーゲインKを求める。

【0022】乗算部16は、レバー指令値qが転倒モーメント増大方向でない場合には1、レバー信号が転倒モーメント増大方向である場合にはKの値をレバー指令値qに乗算する。ここで図4に示すように、レバー装置15が電気レバー構成であってレバー指令値qが電気信号であれば、上記乗算はマイクロコンピュータMC内部での演算として実行できる。一方図5に示すように、レバー指令値qがPPC弁（油圧比例制御弁）21による油圧信号であり、かつこの油圧信号が減圧弁22にて制御される場合には、乗算部は、転倒モーメント増大方向判断部の判断により1またはKの値を出力し、この後にこのKの値に応じた油圧信号I（K）を発生するEPC

8

弁（電磁比例弁）19を設け、このEPC弁19からの油圧信号I（K）にて上記減圧弁22を制御することで実現される。

【0023】油圧シリンダ制御部17では、図4にて示す例では、EPC弁19にて制御されるパイロット圧にて切換え制御されるメインバルブ18にて構成され、また図5にて示す例では、EPC弁19にて制御される減圧弁22を介してPPC弁21にて制御されるパイロット圧にて切換え制御されるメインバルブ18にて構成されており、それぞれとも、乗算部16からの信号に応じてシリンダ流量が制御される。

【0024】

【発明の効果】本発明によれば、レバー装置のレバー操作により作業機を操作したときに、このときの吊り荷重によって車両の転倒限界に近づいた場合に、その限界に達する前から滑らかにレバー指令値qが絞られることから、車体ゆれが少なく、滑らかに安全に作業機の動きを停止させることができる。また、転倒モーメント増大方向のレバー指令値qに対して自動的に上記作用が働くことから、作業機のリンクモーションにより、転倒モーメント増大の方向が変わる場合でもオペレータが意識することなしに、限界に近づく際の滑らかな停止が保証される。

【図面の簡単な説明】

【図1】作業機の各部材に作用する力関係を示す説明図である。

【図2】車両の転倒条件を説明する説明図である。

【図3】ブームシリンダのモーメントアームを算出するための説明図である。

【図4】本発明の実施例を示すブロック図である。

【図5】本発明の他の実施例を示すブロック図である。

【図6】（a）、（b）、（c）は転倒危険度とレバーゲインとの関係を示す線図である。

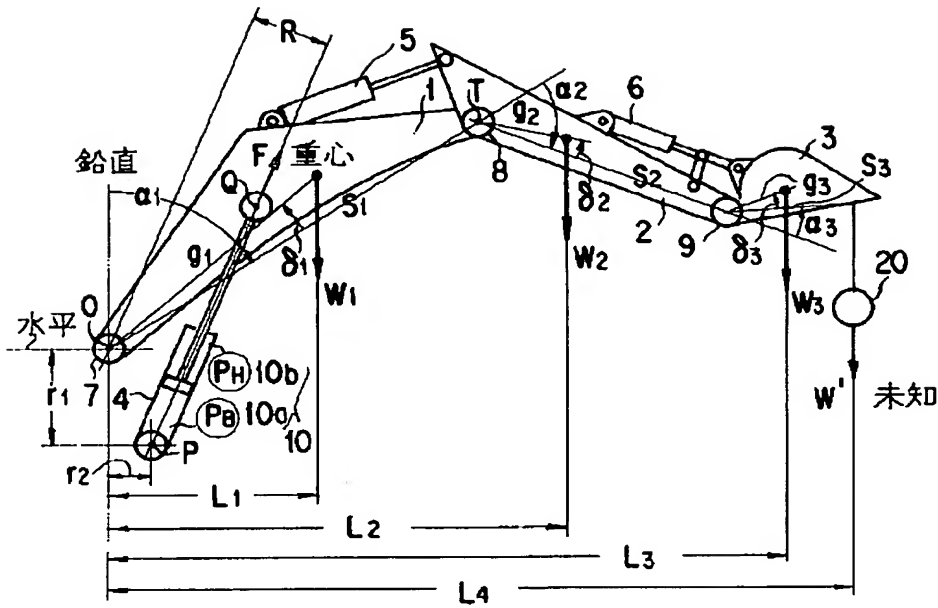
【図7】クレーンの転倒危険方向を示す説明図である。

【図8】（a）、（b）は油圧ショベルの転倒危険方向を示す説明図である。

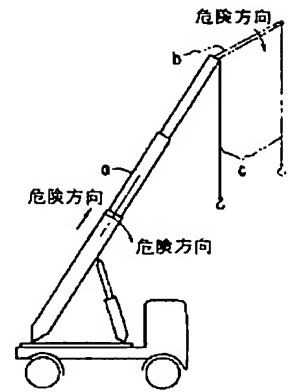
【符号の説明】

1…ブーム、2…アーム、3…バケット、4…ブームシリンダ、5…アームシリンダ、6…バケットシリンダ、7、8、9…回転角検出手段、10…ブームシリンダ圧力検出手段、10a…ボトム圧検出器、10b…ヘッド圧検出器、11…車体、12…転倒モーメント演算部、13…転倒モーメント増大方向判定部、14…レバーゲイン演算部、15…レバー装置、16…乗算部、17…油圧シリンダ制御部、18…メインバルブ、19…EPC弁、20…吊り荷、21…PPC弁、22…減圧弁。

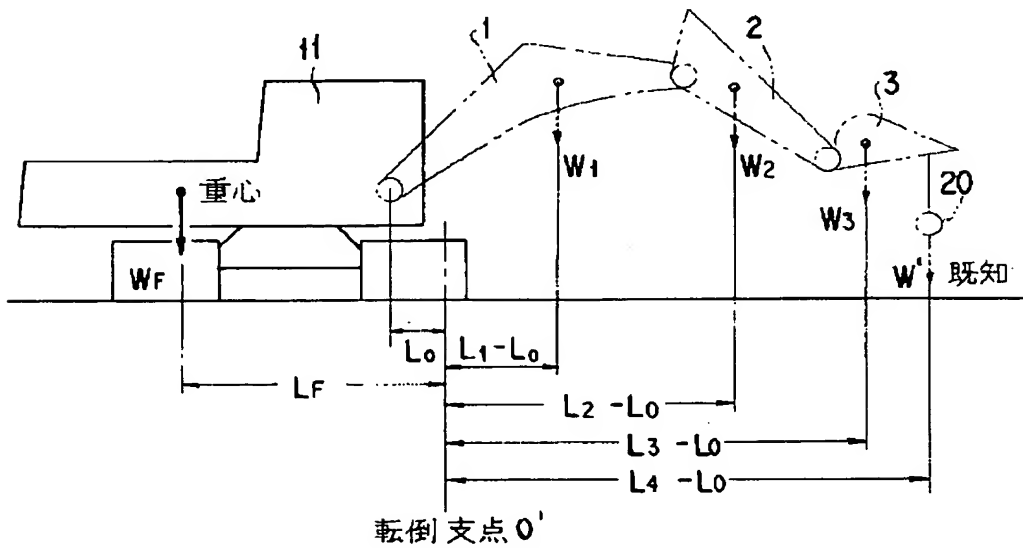
【図1】



【図7】



【図2】



【図9】



Figure 1 illustrates the hydraulic system and control logic for a crane. The top portion is a hydraulic circuit diagram, and the bottom portion is a control logic block diagram.

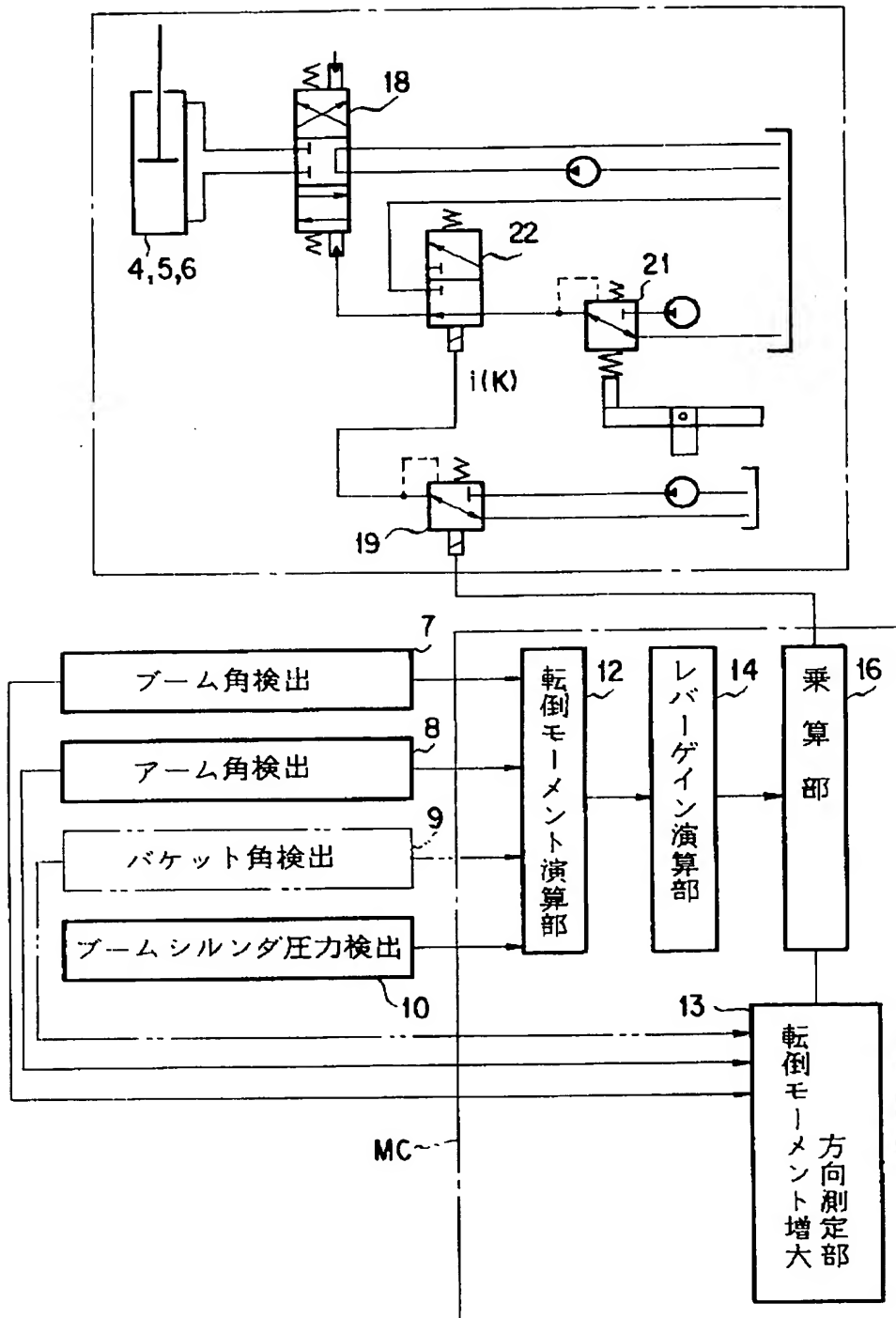
Hydraulic System (Top):

- A pump assembly (4, 5, 6) is connected to a 4/3-way valve (18).
- The valve (18) is controlled by a solenoid labeled $i(K)$.
- The circuit includes two pressure gauges.
- A check valve (19) is located in the return line.
- The entire hydraulic system is enclosed in a dashed box labeled 17.

Control Logic (Bottom):

- Four input modules are shown:
 - 7: ブーム角検出 (Boom Angle Detection)
 - 8: アーム角検出 (Arm Angle Detection)
 - 9: バケット角検出 (Bucket Angle Detection)
 - 10: ブームシリンダ圧力検出 (Boom Cylinder Pressure Detection)
- These inputs feed into a vertical sequence of processing blocks:
 - 12: 転倒モーメント演算部 (Tilt Moment Calculation Unit)
 - 14: レバーゲイン演算部 (Lever Gain Calculation Unit)
 - 16: 乗算部 (Multiplication Unit)
- The output of block 14 feeds into block 16.
- Block 16 also receives input from module 10 and outputs to block 13.
- Block 13: 転倒モーメント増大 方向判定部 (Tilt Moment Increase Direction Determination Unit).
- Block 13 outputs to a solenoid (15), which is connected back to the valve (18) in the hydraulic system.
- A Microcomputer (MC) is connected to the input modules (7, 8, 9, 10) and block 13.

【図5】



【手続補正書】

【提出日】平成4年12月10日

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】図面の簡単な説明

【補正方法】変更

【補正内容】

【図面の簡単な説明】

【図1】作業機の各部材に作用する力関係を示す説明図である。

【図2】車両の転倒条件を説明する説明図である。

【図3】ブームシリンダのモーメントアームを算出するための説明図である。

【図4】本発明の実施例を示すブロック図である。

【図5】本発明の他の実施例を示すブロック図である。

【図6】(a)、(b)、(c)は転倒危険度とレバーゲインとの関係を示す線図である。

【図7】クレーンの転倒危険方向を示す説明図である。

【図8】油圧ショベルの転倒危険方向を示す説明図である。

【図9】油圧ショベルの転倒危険方向を示す説明図である。

【符号の説明】

1…ブーム、2…アーム、3…バケット、4…ブームシリンダ、5…アームシリンダ、6…バケットシリンダ、7、8、9…回転角検出手段、10…ブームシリンダ圧力検出手段、10a…ボトム圧検出器、10b…ヘッド圧検出器、11…車体、12…転倒モーメント算出部、13…転倒モーメント増大方向判定部、14…レバーゲイン演算部、15…レバー装置、16…乗算部、17…油圧シリンダ制御部、18…メインバルブ、19…EPC弁、20…吊り荷、21…PPC弁、22…減圧弁。